

# 大形モデルによる発電機器の強度信頼性検討

## Strength Reliability Evaluation of Power Plant Machine Components Using Large Scale Model

本論文は、大容量化される火力発電機器及び高速化される水力発電機器の構造要素について、強度信頼性を確認するために実機大を含めた大形モデルを用い、回転破壊試験装置及び大形構造物試験機によって実体構造強度を中心として検討した結果を総括的に取りまとめ述べたものである。更に、関連する基礎技術として、計測手法及び強度評価手法の開発・実用化についても併せ述べた。

岩崎 勤\* Iwasaki Tsutomu  
 梅沢貞夫\* Umezawa Sadao  
 樋口重雄\* Higuchi Shigeo  
 伊藤栄郎\*\* Itô Hideo  
 二宮 敏\*\* Ninomiya Satoshi  
 庄山悦彦\*\* Shōyama Etsuhiko

### 1 緒言

最近の発電機器はますます大容量化されて、火力プラントでは1,000MW級蒸気タービンが運転開始<sup>1),2)</sup>し、水力プラントでは343MW揚水プラントが稼動中<sup>3),4)</sup>であり、更に730MW発電プラントが製作中である。日立製作所では約10年前より大容量、大形化に対処して発電機器の構造要素に関して合理的な構造強度設計技術の向上を図ってきた。ここで重要なことは、必要に応じて大形モデルによる強度試験を実施し信頼性を検討した上で、その結果を実機へ適用することである。このため、有限要素法による応力解析、破壊力学による強度評価法の精度向上<sup>5)</sup>を主体とする基礎技術の開発と併せて、大形試験設備を充実して種々の大形実体構造要素モデルの強度を検討してきた。本論文ではその結果について総括的に述べる。

### 2 大形強度試験設備と構造要素の検討項目

タービン、タービン発電機、水車、水車発電機などの発電機器の主要な構造要素は、回転部分と静止部分とに大別される。タービン、発電機ロータの破壊事故は、1950年代にアメリカで続発し、その他にも例が見られるが、いったん事故が発生した場合の被害は甚大なため、材料欠陥に対する強度評価、すなわちロータシャフト材の選定は極めて重要な課題である。このため、日立製作所では昭和45年に図1に示す大形回転破壊試験装置を設置した。

一方、建築、土木及び鉄鋼業界では各種構造物を合理的に設計、施工するため、大形構造物試験機が国内外で設置されている<sup>6)</sup>。重電機業界でも発電機器、特に水力プラントでは大形化、複雑化の傾向が著しく、構造物の変形、強度確認の実施を行わずには合理的な強度設計ができない状態になってきた。このような情勢に対応して、昭和48年には図2に示す大形構造物試験機が設置された。

以上のような大形試験設備によって、実機あるいは大形モデルの各種強度試験を行ない、構造要素の強度信頼性の確保に努めた。表1はこれまでに実施した主な検討項目を示したものである。このうち代表的な検討結果については、3章及び4章で述べる。また、試験の実施に当たり開発・実用化した計測、強度評価手法などの材料強度の基礎技術につき、5章でそれぞれ紹介することとして、本章では、まず大形試験設備の概要について次に述べる。

#### 2.1 大形回転破壊試験装置

図1に示した大形回転破壊試験装置(スピントスタと呼ぶ)

を用いて、次の研究課題の解決を図った。

- (1) タービン、発電機のロータシャフト材の破壊靱性を信頼性のある実機大の回転円板によって求め、破壊力学を適用して許容欠陥寸法を的確に評価できるようにする。
- (2) 発電機器の実体構造回転体について、降伏、破壊及び低サイクル疲労強度を明確にし、合理的な強度設計を可能とする。

本装置は我が国最大容量のもので、空気タービンにより試

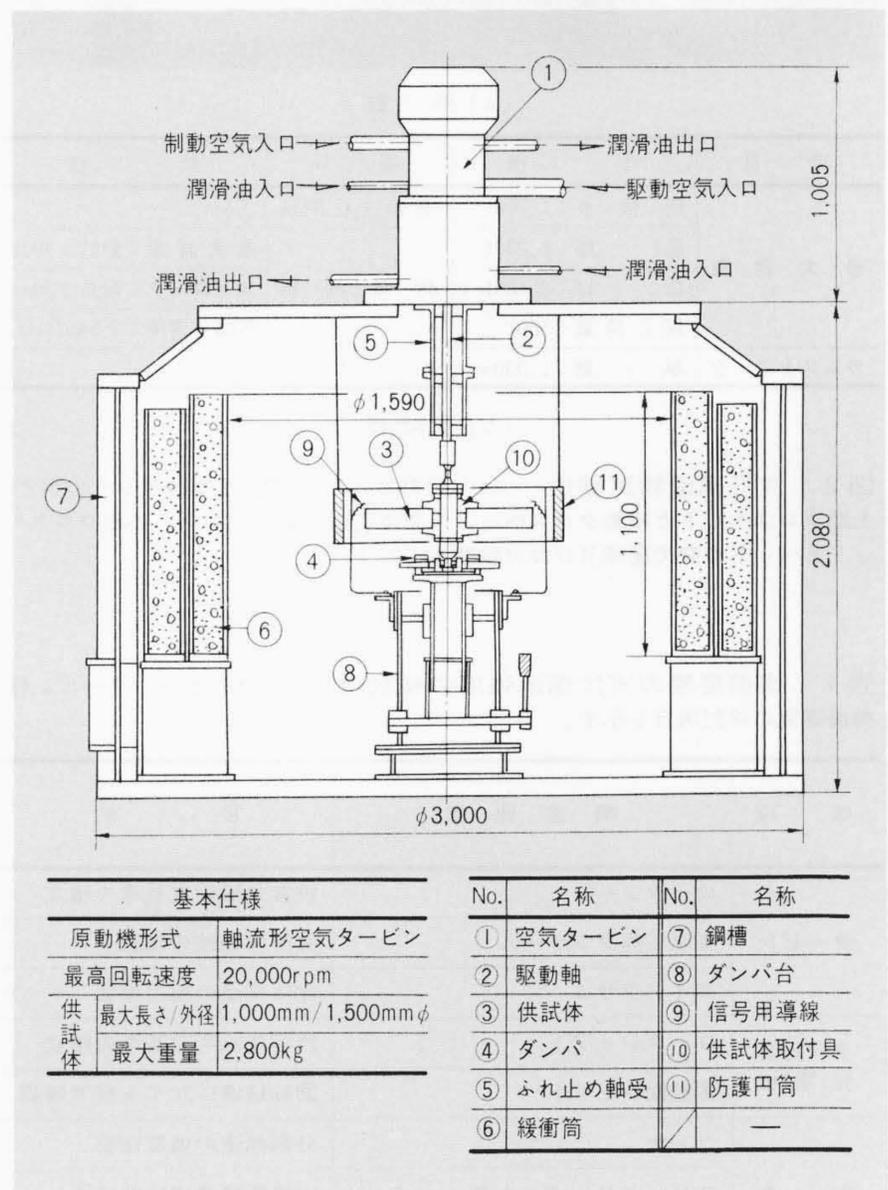
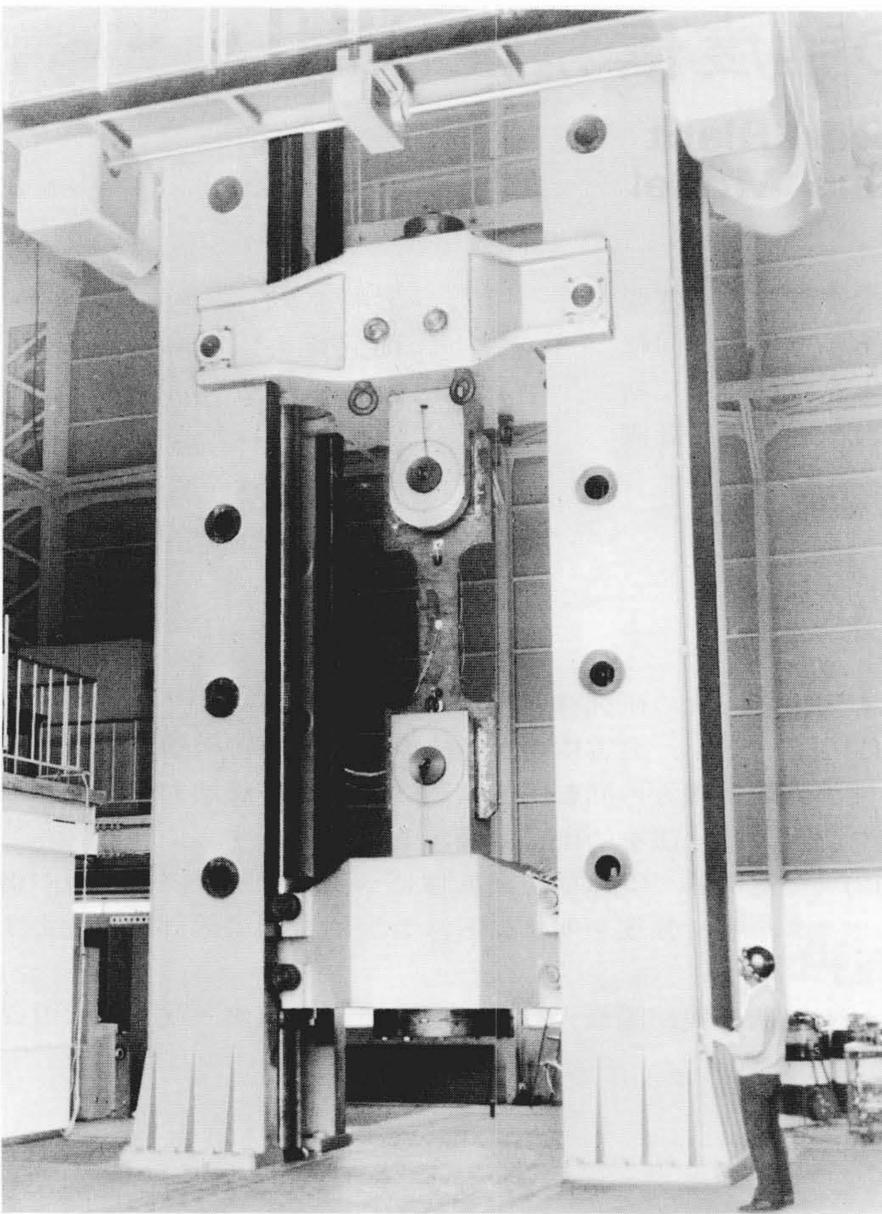


図1 大形回転破壊試験装置 空気タービン①によって、駆動軸②を介して回転円板の供試体③を真空の鋼槽⑦の中で回転させて破壊する。

基本仕様		No.	名称	No.	名称
原動機形式	軸流形空気タービン	①	空気タービン	⑦	鋼槽
最高回転速度	20,000rpm	②	駆動軸	⑧	ダンパ台
供試体	最大長さ/外径	③	供試体	⑨	信号用導線
	最大重量	④	ダンパ	⑩	供試体取付具
		⑤	ふれ止め軸受	⑪	防護円筒
		⑥	緩衝筒		—

\* 日立製作所日立研究所 \*\* 日立製作所日立工場



(a) 外 観

項 目	仕 様	項 目	仕 様
最 大 容 量	引 張 り：1,200t	付 属 機 器	有 効 支 柱 間 隔 2.5m
	圧 縮：1,200t		最 大 容 量：動 的 ±300t
	曲 げ：2,400t-m		ス ト ロ ー ク：最 長 ±50mm
	戻 し 荷 重：500t		振 幅 / 速 度：±5mm/1Hz
ラムストローク	単 動：1,000mm		

(b) 基本仕様

図2 大形構造物試験機 (a)は外観を示すもので、基本仕様を(b)に示す。上部クロスヘッドと移動クロスヘッドの間で引張試験を行ない、移動クロスヘッドとベッドの間で圧縮及び曲げ試験を行なう。

験体を真空中で駆動し、防護槽内で破壊させる構造となっている。更に、図1に示したほかに、60,000rpmの空気タービン、応力測定装置などが付属している。

### 2.2 大形構造物試験機

大形構造物試験機(大形試験機と呼ぶ)は最大容量が1,200tで、日本大学所有の3,000t、東京大学所有の2,000tに次ぐものである。また、試験機の構成、機能は通常の万能試験機と同様であるが、戻し荷重500tが加えられ、種々の形式のチャックを取り付けられるのが特徴である。なお本機のフレームを利用して、±300tの疲労試験の実施も可能である。図2は本機の破断試験としてHT60(高張力鋼)の平板引張試験状況を示す。

### 3 火力発電機器の強度検討

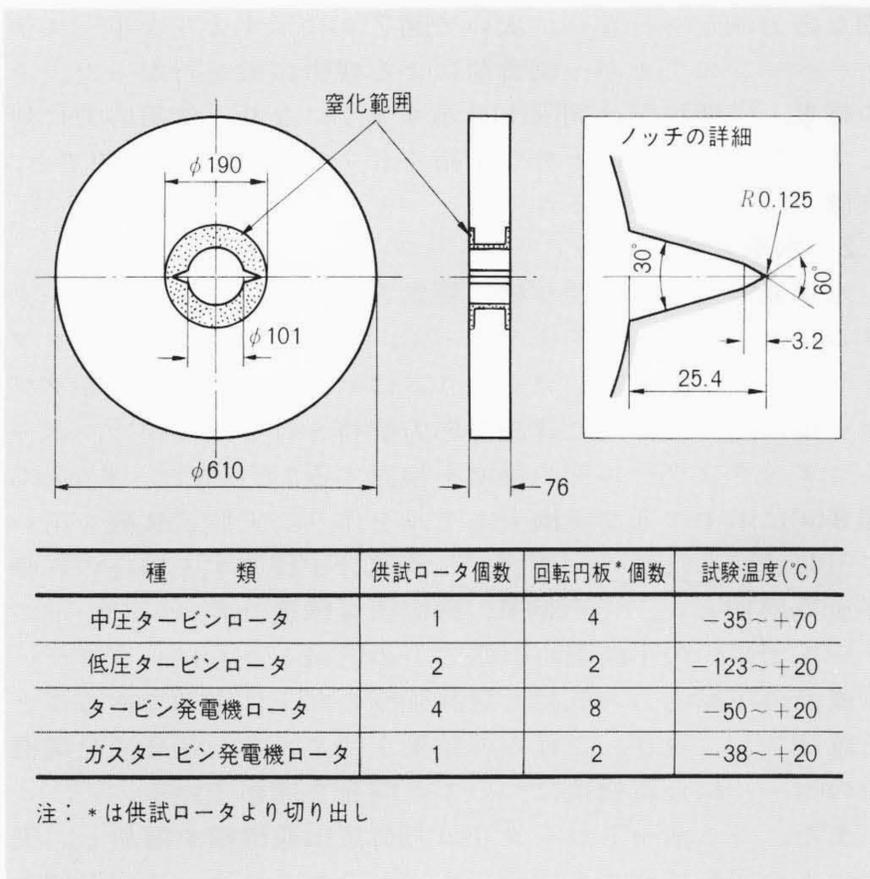
#### 3.1 タービン関係

タービンロータシャフト材に関する最近の製鋼技術の進歩は著しいが、非金属介在物などの材料欠陥を皆無にすることは難しく、非破壊検査法の精度向上と相まって微小欠陥がロータシャフト材の受入れ時に問題となることがあった。そこで、破壊力学による詳細な強度評価を行なうに当たり必要となる信頼性のある破壊靱性を求めるため、図3に示す要領で試験を行なった。本実験により破壊靱性の温度依存性を明らかにした結果を図4に示す。回転円板はGE社<sup>7)</sup>、WH社<sup>8)</sup>のデータとの対比を考慮して、図3(a)に示すものを主として用いたが、本装置の能力限界に近い外径約1,400mm、板厚約125mm、重量約1,500kgの大形回転円板も行なった。代表的な破壊状況は、図3(b)に示すように典型的な脆性破面を呈し、信頼できる破壊靱性が得られた。これと併せて行なったASTM(American Society for Testing and Materials)規格<sup>9)</sup>による小形モデルのノッチ曲げ、WOL(Wedge Opening Loading)試験(板厚75mm)の結果とは、ばらつきの範囲内で一致し、小形モデルでも十分に破壊靱性を推定できることが確認できた。

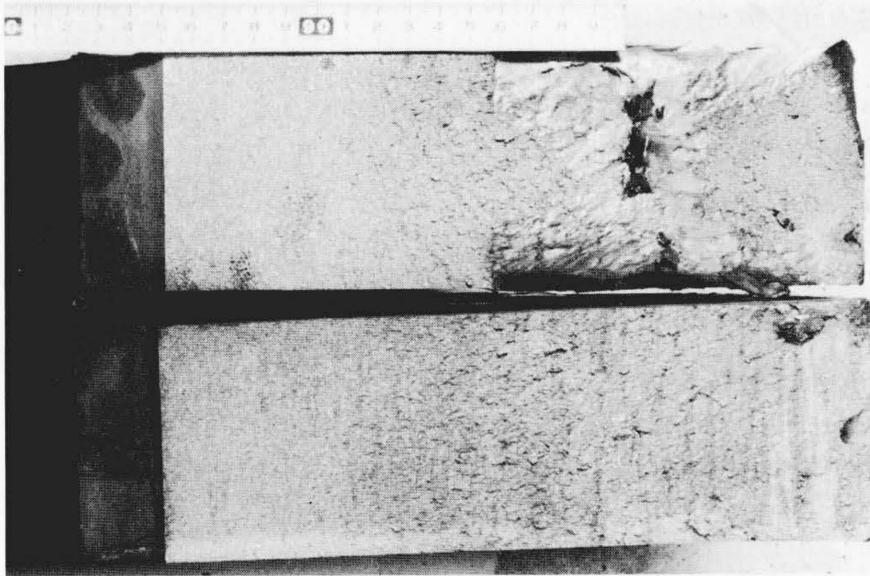
次に、実体構造回転体の強度信頼性確認の実施例として、450MWタービンの中圧段落に用いる逆クリスマスツリー形ダブテールの高温過速度試験を行なった試験体を図5に示す。試験体は同図に示すように、実物翼を5枚ずつ対称にディスクに取り付けたものを使用した。また、実機のダブテール部の温度は480°Cであるが、余裕をみて536°Cに加熱し、回転数

表1 構造要素の実体構造強度の検討項目 タービン、タービン発電機、水車及び水車発電機の主な構造要素の検討項目を示す。

機 種	構 造 要 素	目 的	検 討 項 目	
			大 形 モ デ ル	小 形 モ デ ル
タービン	ロータシャフト	許容欠陥判定基準の確立	回転円板による破壊靱性 最終破断条件の究明	破壊靱性、き裂進展速度
	高温用翼ダブテール	強度信頼性の確認	回転時の振動特性 高温、過速度耐力	—
	ダイアフラム	実体構造の裕度確認	2分割構造の変形と破壊機構 ノズル翼溶接部の改善	き裂進展速度
タービン 発 電 機	ロータシャフト	許容欠陥判定基準の確立	回転円板による破壊靱性	破壊靱性、き裂進展速度
	実断面シャフト	回転破壊に対する裕度確認	回転破壊機構	低サイクル疲労強度
水 車	ランナ	分割構造の強度確認	フランジボルトの締付け、回転時の応力 及び疲労強度	ボルト締結部の強度
	スピードリング・スティーベン	水車新構造の強度確認	スティーベンの応力分布 溶接部の疲労強度	溶接継手のき裂強度 強度評価法
	ガイドベーン	剛性、強度の確認	剛性と局部応力	—
水 車 発 電 機	ラミネートロータリム	限界構造強度の確認	変形増大限界回転数 薄板積層構造の荷重伝達機構	薄板積層ボルト継手の変形
	ポールコア・ダブテール	実体構造強度の確認	薄板積層ダブテールの強度	—
	スラストブラケット	剛性、破壊強度の確認	スラストブラケットの応力、剛性、強度 新構造の開発	プラスチックモデルによる剛性検討



(a) 回転円板の形状と寸法



(b) 破面 (-35°C, 4,800rpm)

図3 ロータシャフト材の破壊靱性試験要領 タービンロータ材及び発電機ロータ材から切り出した回転円板の形状寸法を(a)に示すととも、その破面を(b)に示す。

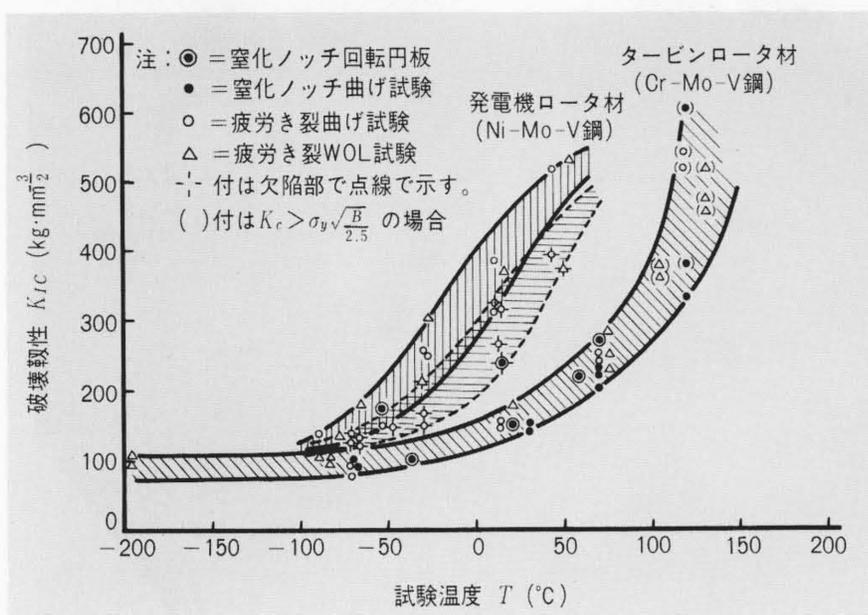


図4 タービンおよび発電機ロータ材の破壊靱性と試験温度の関係 回転円板による  $K_{Ic}$  は、小形のノッチ曲げ、WOL試験の値とばらつき範囲内でよく一致する。

は定格の120%過速度4,320rpmまで上昇させて、ダブテール部に異常のないことを確認した。

また、静止部品としてノズル翼の取り付けられるダイアフラムの強度と破壊機構を明らかにするため、大形試験機を用いて試験のうえ定期検査での安全性監視のポイントを把握し<sup>10)</sup>、更に溶接量の極めて少ない電子ビーム溶接法の採用による改善策の確認をも行なった。

### 3.2 タービン発電機関係

タービン発電機ロータシャフト材はタービンロータシャフト材と同様に材料欠陥に関する問題があり、図3に示した要領で試験を行ない破壊靱性と温度との関係を求めた。代表的な試験結果を図4に併記した。これから回転円板と曲げ、WOL試験はばらつきの範囲内で一致し、また、欠陥部(点線)は健全部(実線)に比べて破壊靱性と試験温度との関係が高温側へシフトする傾向のあることが分かった。このシフト量は、破面遷移温度(FATT)のシフト量とよく一致する。

次に、タービン発電機の実体構造回転体として、実断面シャフトの回転破壊試験を行なって破壊モード、及び安全裕度を確認した。図6は新設計ガスタービン発電機ロータの場合を示す。破壊の瞬間は同図(a)から明らかなように、11本のティースのうち中央部7本目のティースが最初に破断し、同図(b)のようにいずれも最小断面のコネクションホールを含む断面から破壊した。なお、この破壊瞬間写真が全体的に不鮮明なのは、飛散したティース、コイルなどが防護壁に衝突して生じた火花により露光したためである。

## 4 水力発電機器の強度検討

### 4.1 水車関係

水車及びポンプ水車の重要な構造要素として、回転体のランナ、主軸及び全水圧を支えるスピードリング・スティーベン、ケーシング、上カバー、そしてガイドベーンなどが挙げられる。ランナは実働応力測定と有限要素法によって詳細な応力解析ができるようになった<sup>11)</sup>。2分割ランナではフランジボルトの応力測定を行ない<sup>12)</sup>、更に、大形試験機によって熱締めフランジボルトの応力測定、疲労強度を求めて、起動・停止に対する安全裕度を把握した。

スピードリング・スティーベンについては、新構造を考案しその実機大の部分モデルを作り、大形試験機によって詳

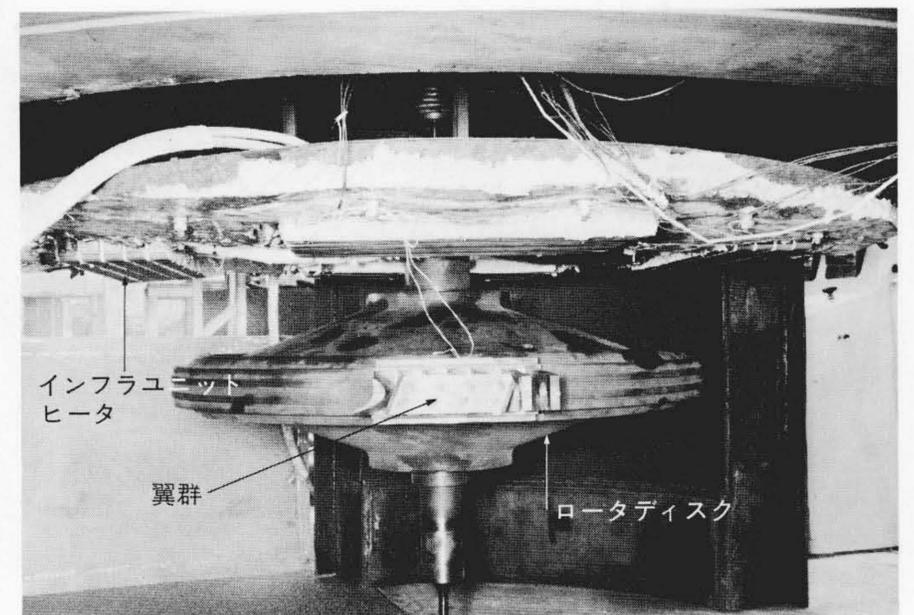
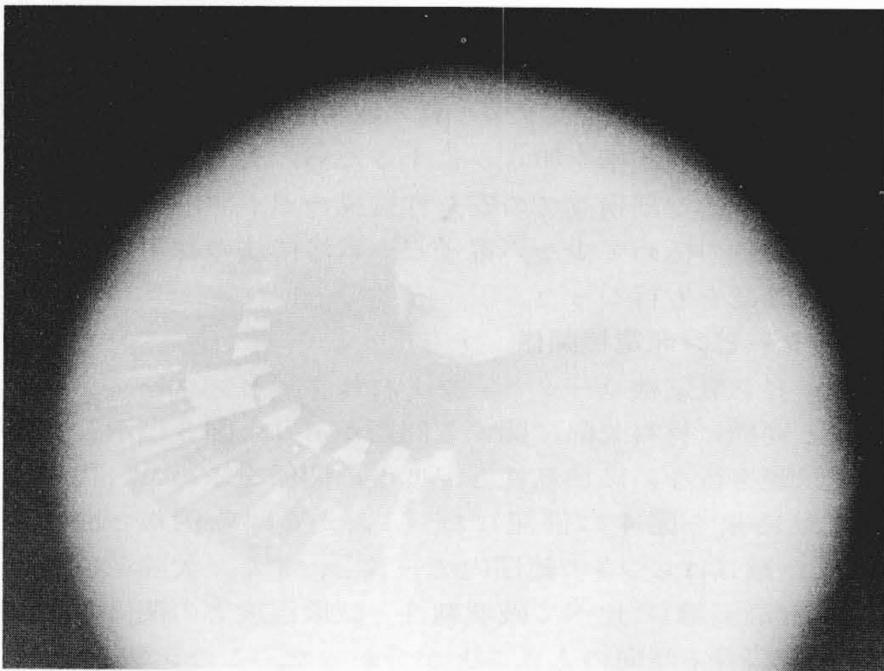
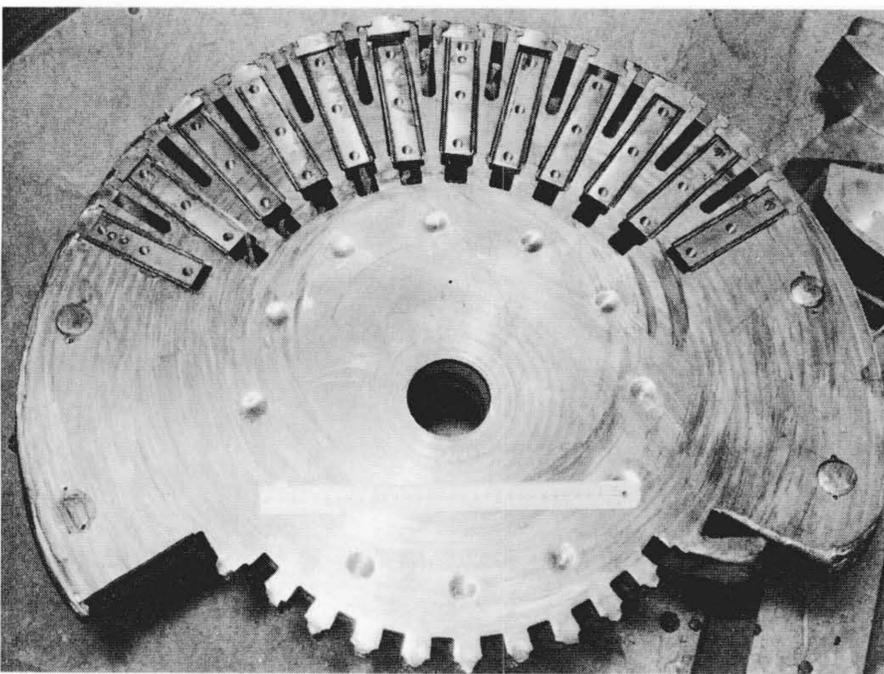


図5 逆クリスマスツリー形ダブテールの高温過速度試験 翼群を対称に取り付けた試験体をインフラユニットヒータによって536°Cに加熱し、防護槽内で4,320rpmまで回転させた。

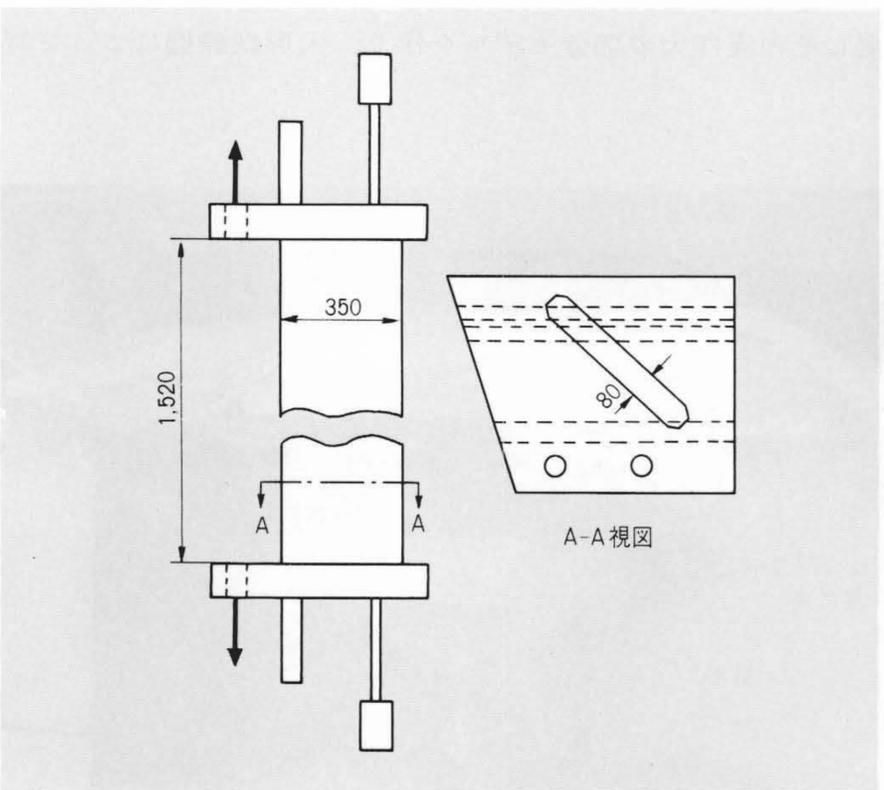


(a) 破壊の瞬間

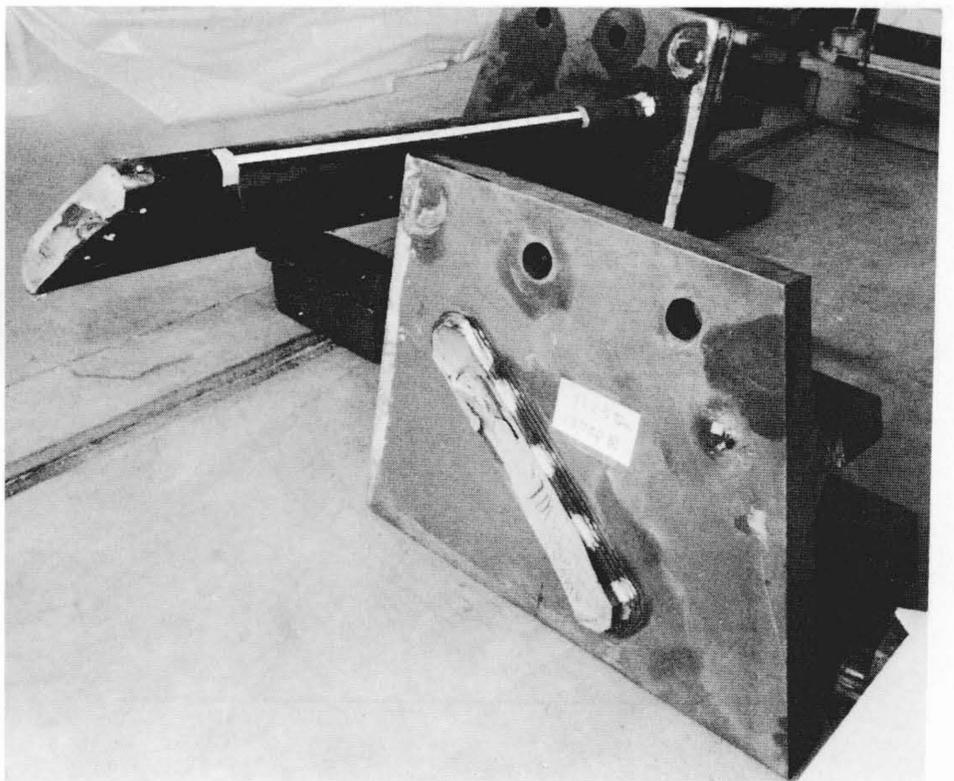


(b) 破壊状況

図6 ガスタービン発電機の実断面シャフトの破壊強度 破壊の瞬間を(a)に示し、ティース付け根部分の破壊状況を(b)に示す。



(a) 試験体



(b) 破断状況

図7 水車スピードリング・スティーベンの疲労強度試験 (a)に示すような試験体に、上カバー側負荷の片振引張疲労試験を行ない、その破断状況を(b)に示す。

細な応力測定を行ない、次いで図7(a)に示すような単一スティーベンの上カバー側負荷による疲労試験を行なった。その結果、破断状況は同図(b)に示すようになり、作用応力に対して溶接部の強度は十分な余裕をもっていることが解明でき、実機の安全性が確認された。

#### 4.2 水車発電機関係

水車発電機での重要な構造要素として、回転部分のロータリム、ポール、スパイダーアーム、静止部品ではスラストブラケットなどがある。ロータリムにポールを取り付けるダブテールに関しては既に詳細な応力解析を行なったが<sup>13)</sup>、ポールコア・ダブテール部の強度を検討することにした。すなわち図8(a)に示すような実機大モデルを作り、大形試験機を用いて引張試験を行ない、ダブテール部分が破壊する場合の詳細挙動を解明した。その結果、薄板積層構造のポールコア・ダブテールでは、最小断面の引張応力の低減とともに、ダブテール底面の圧縮応力の低減も最終強度の向上に有効であることを確認した。現在、これらの結果を踏まえて、超高速発電機用のポール結合新構造についても開発を進めている。

また、ラミネートロータリムの荷重伝達機構を解析し、実機の1/3の回転モデルを作り、スピントスタによって変形増大限界条件を明確にし、等価な直線継手の破壊強度を大形試験機を用いて解明した。

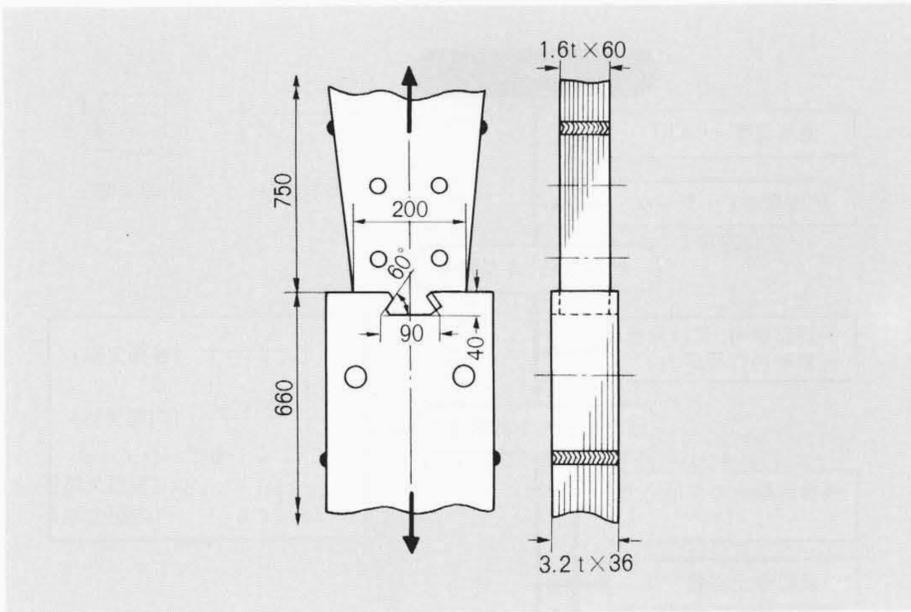
静止部分のスラストブラケットでは、従来から採用されているI型断面アーム方式について、実機大部分モデルの大形試験機による荷重試験を行ない、最大設計荷重に対して約3倍以上の破壊強度をもっていることを確認した。更に、新構造スラストブラケットの開発をも行なっている。

### 5 関連技術手法の開発・実用化

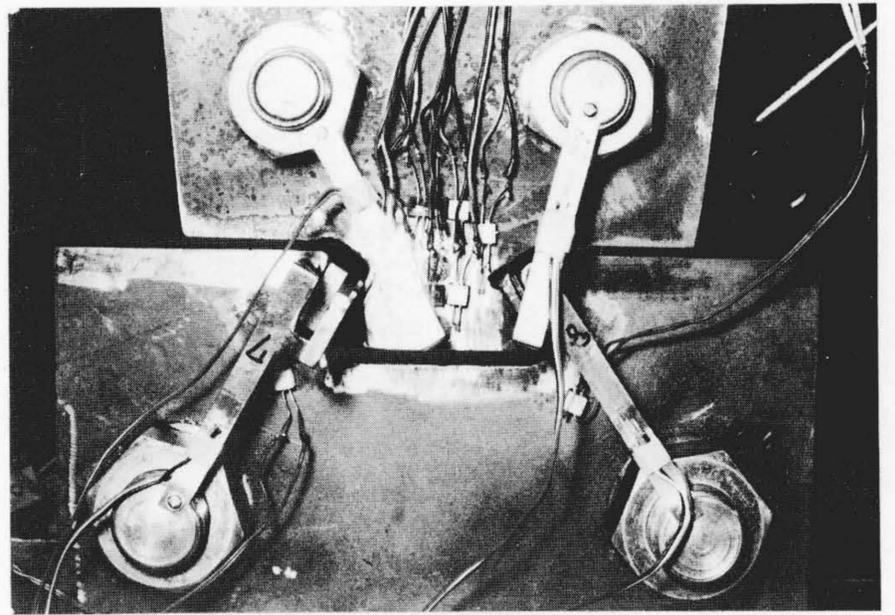
#### 5.1 計測手法

実機大あるいは大形モデルを用いた応力、強度試験では、破壊現象を解明するために従来の種々の測定法のほかに、次のような計測手法の開発・実用化に努めた。

ポンプ水車の2分割ランナの熱締めフランジボルトの締付



(a) 試験体の寸法, 形状



(b) 試験状況

図8 ポールコア・ダブテール部の実物大強度試験 試験体の寸法, 形状を(a)に示し, 試験状況を(b)に示す。

応力測定に対し国産の高温ひずみゲージを用い, スポット溶接による取付法に工夫を加えれば十分に測定できることを明らかにした<sup>14)</sup>。また, スピードリング・スティーベンの疲労試験では, 比較的高いひずみ領域となる溶接部止端にS/Nゲージをはり付けて, 疲労損傷の程度を抵抗の変化として検出する手法を実用化した<sup>15)</sup>。

### 5.2 強度評価手法

タービンロータシャフト材に存在する欠陥を精度良く評価するために, 破壊力学を適用するに当たり, 大形試験片(断面寸法100mm×50mm)を用いて, 疲労き裂が進展して最終破断す

る条件を求めた結果を図9に示す。一般に, き裂が進展して疲労き裂の先端の応力拡大係数 $\Delta K_f$ が破壊靱性 $K_{Ic}$ に達して破壊するといわれている。しかし, この実験のような破断繰返し数が $10^5$ 回と比較的少ない場合は, 疲労き裂先端に塑性領域が存在して $K_{Ic}$ よりも $\Delta K_f$ が約30%高くなって破壊することがある。同様なことが疲労き裂を付けた回転円板による破壊靱性試験でもみられ<sup>16)</sup>, 疲労き裂作成条件が重要であることが分かった。

次に, 破壊靱性と温度の関係については, 先に示した図4に文献データをも含めて図10に示すようにまとめ, 下限値に安全率を考慮して設計曲線を設定する。一方, き裂進展速度と応力拡大係数変動幅の関係は, 二次元のき裂進展を示す角材試験片を中心に図11に示すようにまとめ, 上限値を設計に用いるものとする。このような材料特性を用い, 図12に示すような欠陥の評価手順によって, タービンロータシャフト材の許容欠陥寸法を判定する方法を確立した<sup>17)</sup>。破壊力学的手法による強度評価法は以上のほかに, 溶接構造要素での不溶着部をもっている十字継手, T継手, 重ね継手など<sup>18)</sup>に適用されて強度設計技術の向上に寄与している。

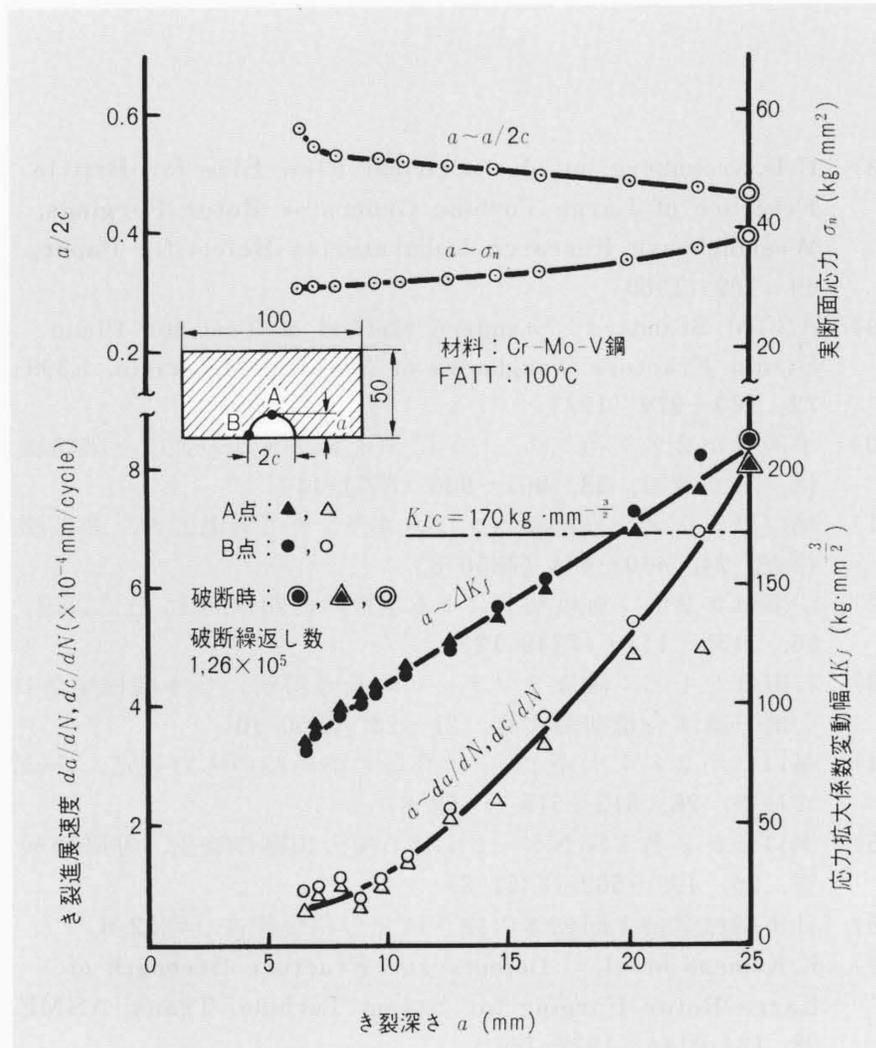


図9 疲労き裂進展と最終破断条件 二次元的な疲労き裂の進展状況を示す。繰返し数が $10^5$ 回程度では $\Delta K_f = 1.3K_{Ic}$ で破断する。

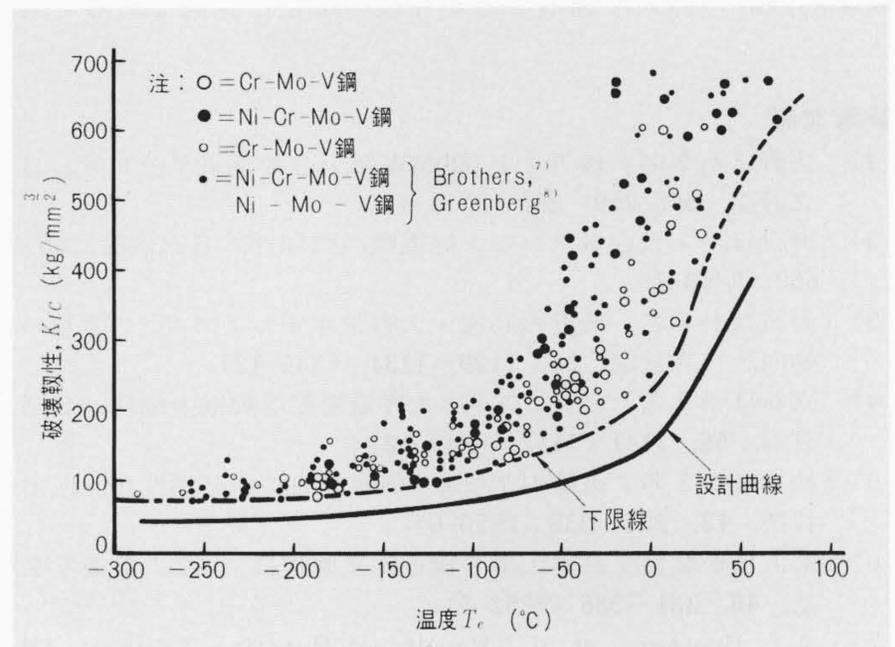


図10 ロータシャフト材の破壊靱性と $T_e$ 温度の関係 実験データと文献データを示す。これらから設計曲線を設定した。 $T_e$ は試験温度とFATTの差を示す。

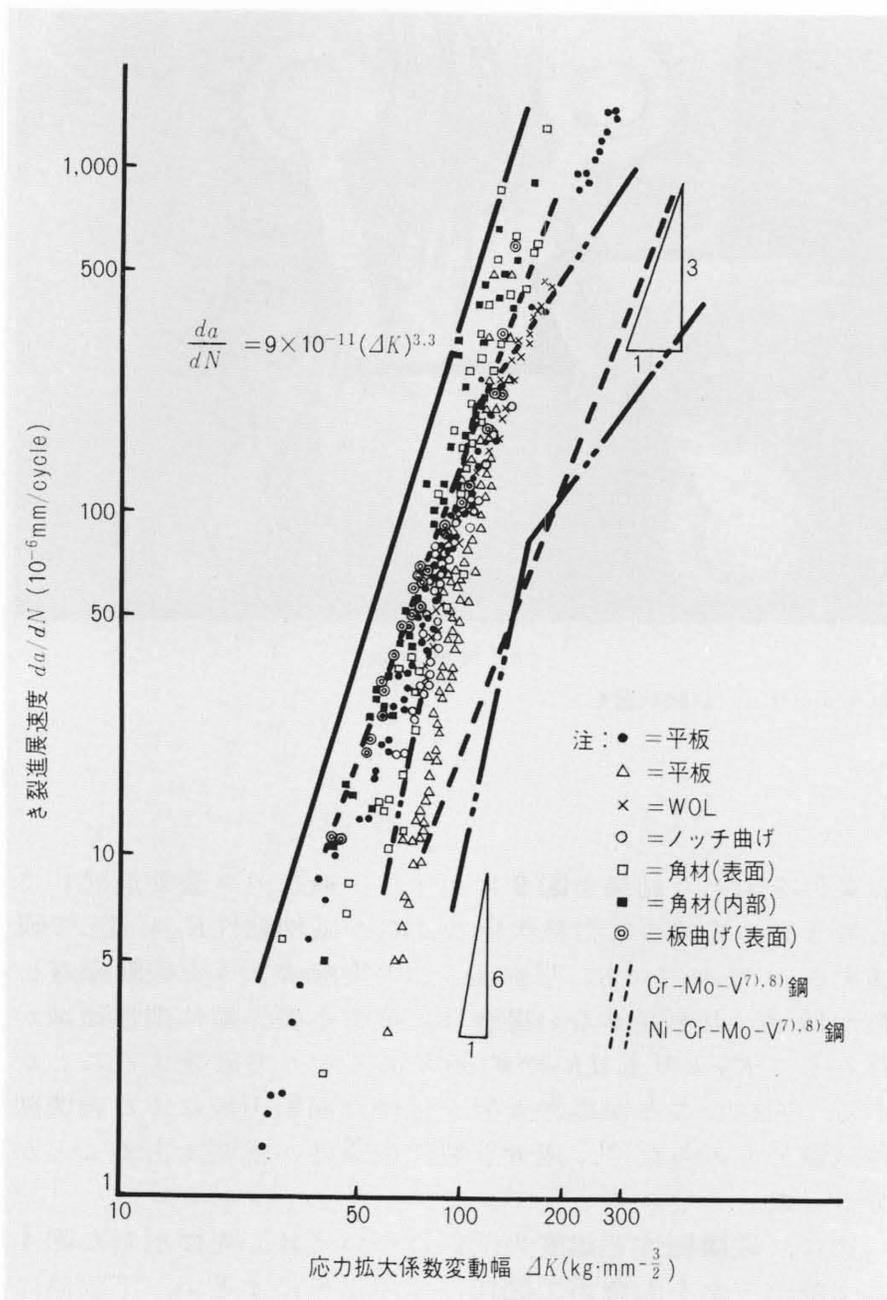


図11 ロータシャフト材のき裂進展速度と応力拡大係数変動幅の関係 各種試験片による $da/dN$ と $\Delta K$ の関係を示す。平板と角材はばらつきの範囲内にある。

6 結 言

火力及び水力発電機器の構造要素に関し、実機大を含む大形モデルを用い、大形試験設備を活用して実体構造強度を解明し、安全裕度を確保して合理的強度設計を行なっている状況について述べた。今後ともこのようなことは、構造要素の強度信頼性の向上、確保には欠かせないことである。更に、確率的設計の導入を図ることが今後の重要な課題であると考えられる。

参考文献

- 1) 久野ほか2名：最近の1,000MW級大容量蒸気タービン，日立評論，59，259～264（昭52-4）
- 2) 川村ほか：大容量タービン発電機の信頼性，日立評論，55，669（昭48-7）
- 3) 大石ほか2名：最近の高速・大容量水車およびポンプ水車の動向，日立評論，56，1129～1134（昭49-12）
- 4) 立石ほか2名：最近の高速・大容量発電電動機の動向，日立評論，56，1141～1147（昭49-12）
- 5) 楠本ほか3名：破壊力学による強度評価法の高精度化，圧力技術，13，231～238（昭50-6）
- 6) 末沢ほか2名：日本大学の構造物試験機について，溶接学会誌，46，381～386（昭52-7）
- 7) A.J. Brothers. et al. : Results of Bursting Tests of Alloy Steel Disks and Their Application to Design Against Brittle Fracture, ASTM, 68th Annual Meeting (1965)

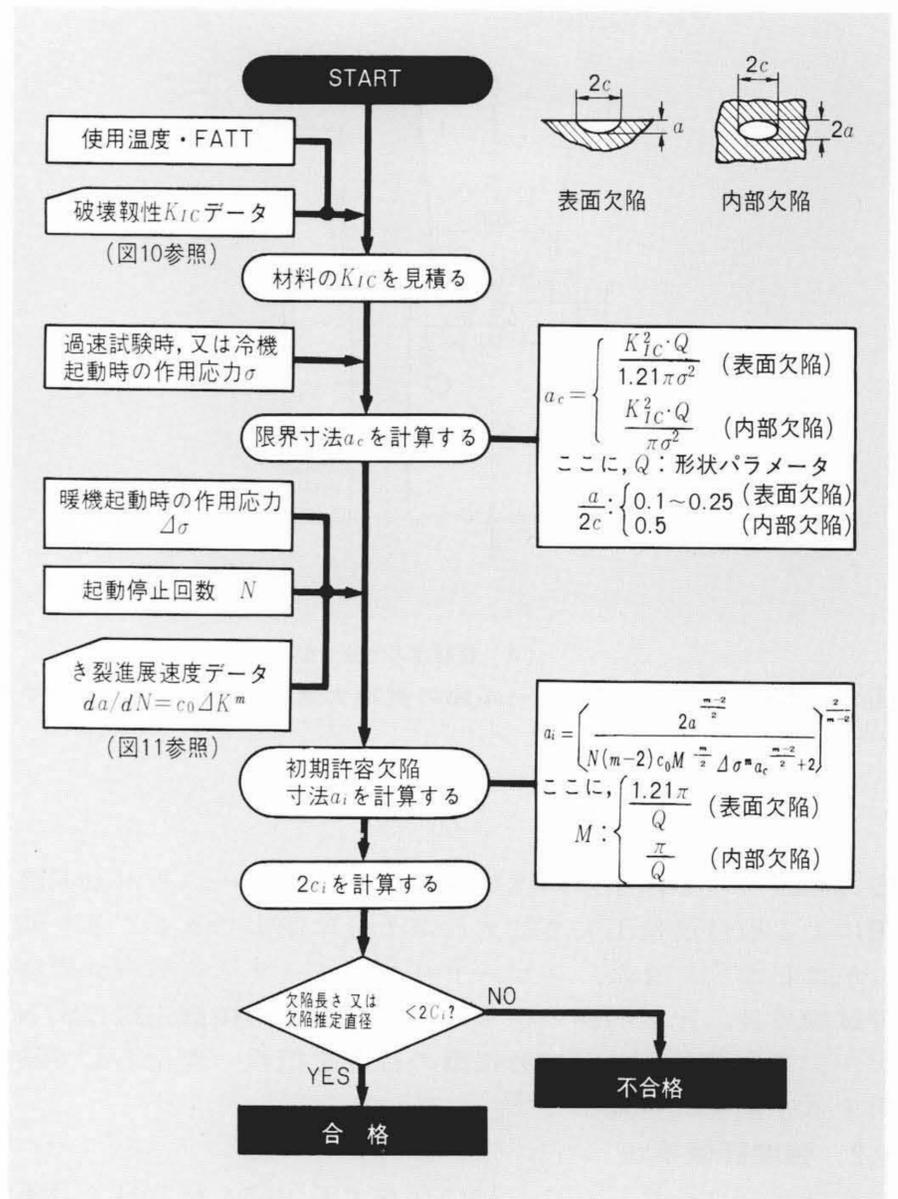


図12 ロータシャフト材の許容欠陥判定方法 破壊靱性、き裂進展速度などの材料特性を用いて、表面及び内部欠陥の許容値を判定するフローチャートを示す。

- 8) H.D.Greenberg. et al. : Critical Flaw Size for Brittle Fracture of Large Turbine Generator Rotor Forgings, Westinghouse Research Laboratories Scientific Paper, 69-109 (1969)
- 9) ASTM Standard : Standard Method of Test for Plane Strain Fracture Toughness of Metallic Materials, E399-72, 960-979 (1973)
- 10) 小池ほか2名：蒸気タービン用ダイアフラムの強度と破壊機構，日立評論，58，901～906（昭51-11）
- 11) 樋口ほか4名：高落差ポンプ水車ランナの実働応力，非破壊検査，24，460～464（昭50-8）
- 12) 伊藤ほか2名：強度解析による水車の信頼性向上，日立評論，56，1135～1140（昭49-12）
- 13) 石田ほか1名：磁極ダブテールの荷重解析，日本機械学会日立地方講演会講演論文集，21～24（昭50-10）
- 14) 樋口ほか2名：大径ボルトの高温熱締め時の応力測定，非破壊検査，26，512～515（昭52-8）
- 15) 樋口ほか2名：S/Nゲージによる疲労損傷の検出，非破壊検査，25，499～502（昭51-8）
- 16) 日本機械学会：回転体の強さ研究分科会報告（昭52-6）
- 17) K.Kumeno et al. : Defects and Fracture Strength of Large Rotor Forging for Steam Turbine, Trans. ASME, 99, 134-144 (1977-Jan.)
- 18) S.Usami et al. : Fatigue Strength at Root of Cruciform, Tee and Lap Joint, IIW DocXIII-833-77 (1977-April)